№ 3 Warszawa, 25 marca 1939 r. Rok XVII

TECHNIKA CIEPLNA

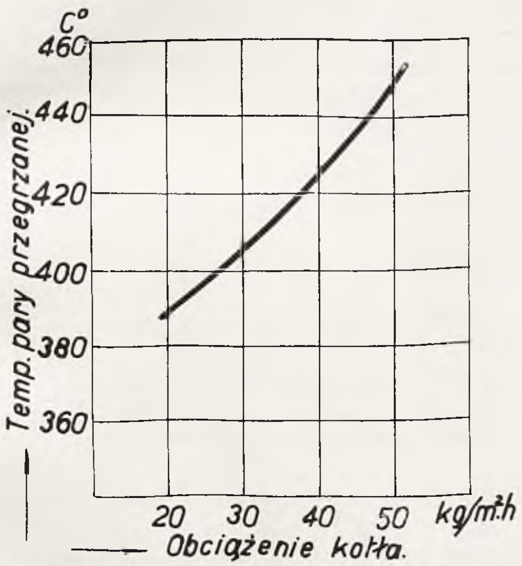
CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

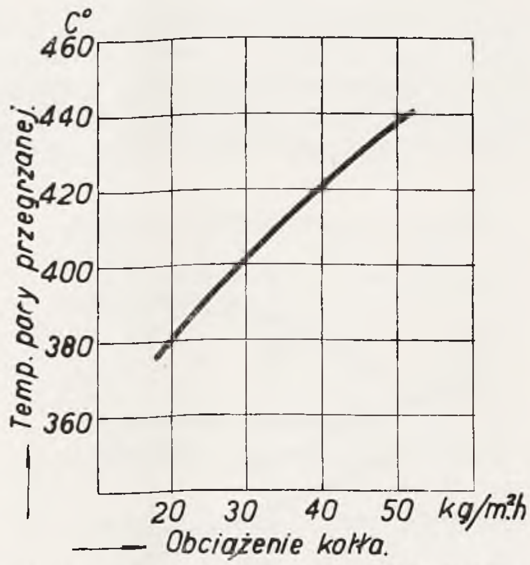
Inż. RUDOLF OREL

CHARAKTERYSTYKA PRZEGRZEWACZY OPROMIENIOWANYCH.

Nazwą przegrzewaczy opromieniowanych określa się wszystkie przegrzewacze pary, umieszczone na ścianach wewnętrznych komory spalinowej, w odróżnieniu do przegrzewaczy konwekcyjnych, znajdujących się w dalszych ciągach kotłów. Przegrzewacz opromieniowany odbiera ciepła prawie wyłącznie w formie promieniowania, pochodzącego z pło-



Rys. 1. Kocioł stromorurkowy, 340 000 *kcal/m³/h*, przy 52 *kg/m²/h*, ruszt ruchomy, węgiel kamienny.



Rys. 2. Kocioł stromorurkowy, 240 000 *kcal/m³/h*, przy 54 *kg/m²/h*, ruszt nieckowy, węgiel brunatny.

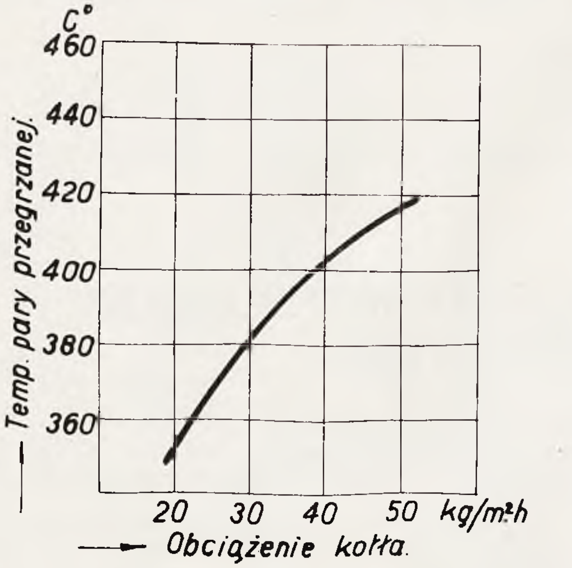
mienia, ścian komory oraz z produktów spalania (CO_2, H_2O). Przepływająca przez rury para zaś odbiera ciepło — w zależności od temperatury ścian rur — drogą konwekcji lub promieniowania. Przegrzewacz konwekcyjny odbiera ciepło ze spalin głównie drogą konwekcji; udział ciepła, przenoszonego przez promieniowanie zależy od temperatury spalin i od zawartości w nich CO_2 i H_2O. Przenoszenie ciepła do przepływającej przez rury pary odbywa się wyłącznie drogą konwekcji. W niektórych nowoczesnych kotłach nie umieszcza się przegrzewacza w samej komorze spalinowej, lecz w pierwszym ciągu, w obszarze wysokich temperatur spalin. Przegrzewacze takie stanowią formę pośrednią między przegrzewaczami opromieniowanymi a konwekcyjnymi.

Niezależnie od postępów, osiągniętych w ogólnej budowie kotłów, przegrzewacz opromieniowany przechodził w ostatnich latach ewolucję od obiektu eksperymentalnego do pewnej w ruchu i ekonomicznej części kotła. Przyczyna niezależności tej ewolucji leży w tym, że przegrzewacz opromieniowany zastosowany być może w niezmienionej formie zarówno w starszych jak i w nowoczesnych kotłach parowych a to bez przeprowadzenia jakichkolwiek zasadniczych zmian w konstrukcji tych kotłów.

Dotychczasowa literatura o przegrzewaczach opromieniowanych ogranicza się do kilku tylko publikacji i wzmianek, a składają się na nią przeważnie prace amerykańskie lub referaty na nich oparte. W europejskiej literaturze ogłoszone zostały prace bardziej szczegółowe, wynikające z własnych doświadczeń

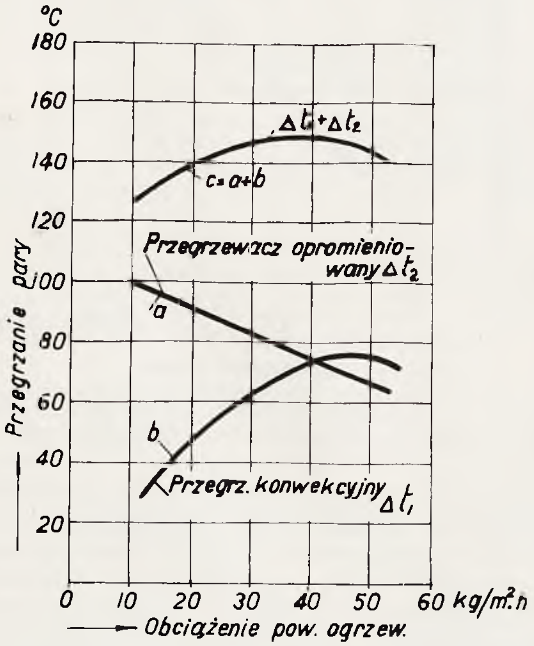
jedynie przez autora niniejszego artykułu [1])— wyłączając publikacje o pracującym z przymusowym obiegiem kotle Löfflera.

Przegrzewacze opromieniowane stosowane są przeważnie w połączeniu z przegrzewacza-



Rys. 3. Kocioł sekcyjny, 900 m^2, 30 *atn*, 360 000*kcal*/m^3/*h*, przy 44 *kg*/m^2/*h*, ruszt ruchomy, węgiel kamienny.

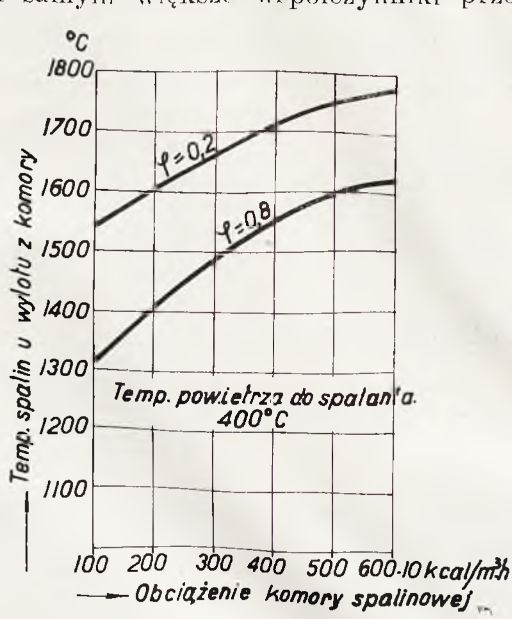
mi konwekcyjnymi a to w ten sposób, że para wypływająca z kotła przechodzi najpierw przez przegrzewacz konwekcyjny a następnie przez przegrzewacz opromieniowany. Przyczyna tego rodzaju połączenia dwóch przegrze-



Rys. 4

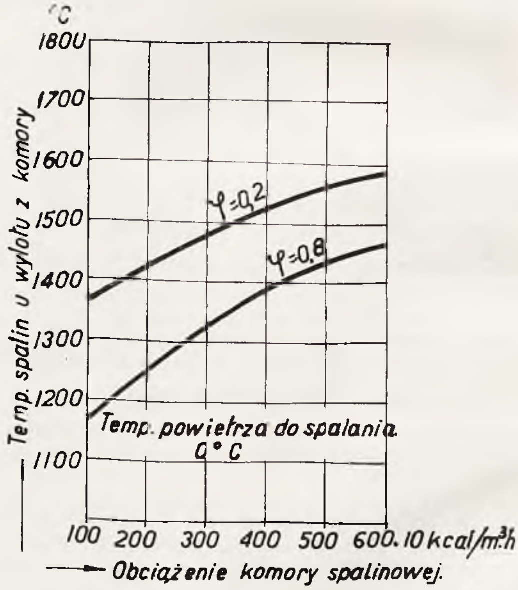
waczy leży w ich odmiennym zachowaniu przy zmianach obciążenia kotła.

Jak wiadomo, wzrasta w przegrzewaczach konwekcyjnych przegrzanie pary ze zwiększającym się obciążeniem kotła (charakterystyka wzrastająca). Przyczyny tego zjawiska są naogół znane; wzrastające temperatury spalin, wzrastająca szybkość spalin i pary a tym samym większe współczynniki przecho-



Rys. 5a. Paliwo: węgiel kamienny, 6 800 *kcal*/*kg*, φ: stopień chłodzenia wewnętrznych ścian komory spalinowej. Objętość komory: 227 m^3, nadmiar powietrza: $n = 1{,}4$.

dzenia ciepła, zupełniejsze wykorzystanie powierzchni ogrzewalnej przez spaliny i t. d. Wzrost przegrzania nie jest stały i zależy przede wszystkim od położenia przegrzewacza w strumieniu spalin. W ogólności wzrost prze-



Rys. 5b. Paliwo: węgiel kamienny, 6 800 *kcal*/*kg*, φ: stopień chłodzenia wewnętrznych ścian komory spalinowej. Objętość komory: 227 m^3, nadmiar powietrza: $n = 1{,}4$.

grzania jest tym większy, im bardziej przesuwa się przegrzewacz w obszary niższych temperatur spalin [2]). Na rys. 1, 2, 3, przedstawio-

---

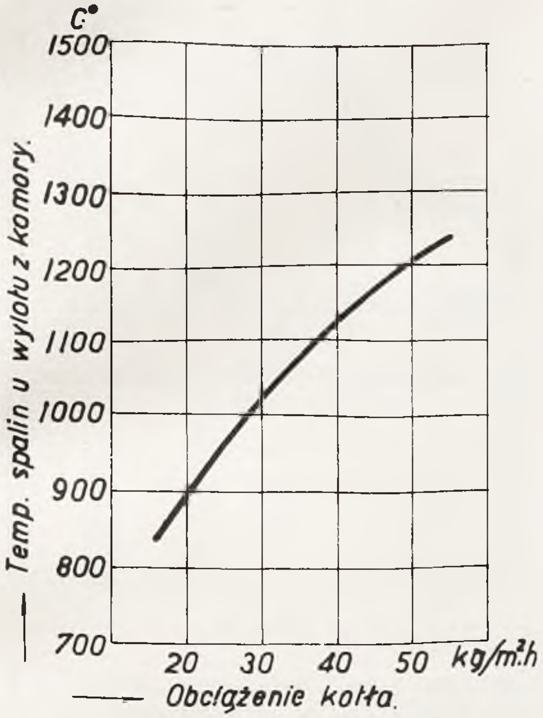
[1]) Wärme 1935, str. 363 i Wärme 1937, str. 633.

[2]) Zależność ta istnieje często tylko do jednego charakterystycznego dla danego kotła punktu wzdłuż drogi spalin; przegrzewacz, przesunięty z tego punktu w kierunku niższych temperatur spalin miałby coraz to mniej stromą charakterystykę. Porównaj Orel: Archiv für Wärmewirtschaft 193, str. 2987.

no jako przykłady charakterystyki normalnych przegrzewaczy konwekcyjnych niektórych kotłów.

Przy przegrzewaczach opromieniowanych natomiast — począwszy od pewnego minimalnego obciążenia termicznego komory spalinowej — przegrzanie pary maleje ze wzrastającym obciążeniem kotła (charakterystyka opadająca, rys. 4, linia a).

Przebieg ten tłómaczy się tym, że — począwszy od wspomnianego minimalnego obciążenia komory — przy wzroście obciążenia kotła temperatura komory [3]) nie wzrasta w dostatecznej mierze, by przez zwiększające się promieniowanie utrzymywać stałą temperaturę pary. Poza tym wpływa tu zawartość CO_2 w spalinach w odwrotnym kierunku i w mniej-



Rys. 6. Kocioł stromorurkowy, 340 000 *kcal/m³/h*, przy 52 *kg/m²/h*, ruszt ruchomy, węgiel kamienny.

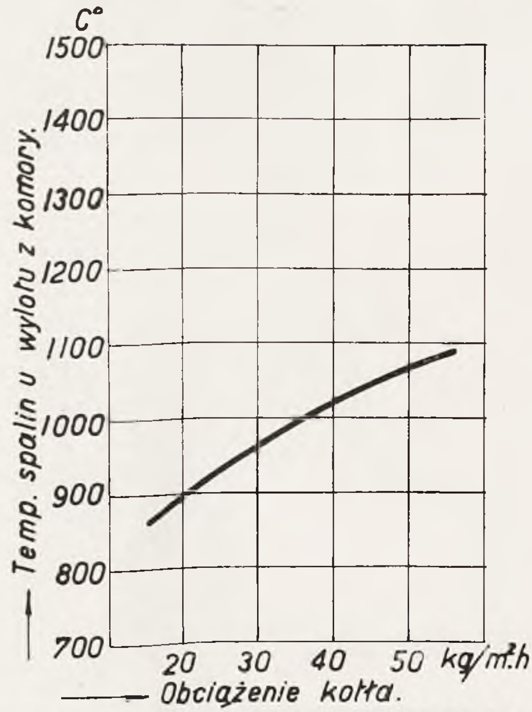
szym stopniu na przegrzanie pary, aniżeli w przegrzewaczach konwekcyjnych.

Spadek przegrzania przy wzrastającym obciążeniu kotła nie jest jednak stały i zależy przede wszystkim od zależności między średnią temperaturą a obciążeniem termicznym komory spalinowej. Wpływ na tę zależność mają wielkość i kształt samej komory, rodzaj paliwa i paleniska oraz stopień chłodzenia komory. Im większa część komory wyłożona jest powierzchniami chłodzącymi, tym większa jest naogół zależność jej średniej temperatury od jej obciążenia termicznego (Rys. 5 a, 5 b).

Na rys. 6, 7, 8 przedstawiono — dla różnych typów i wielkości kotłów i palenisk — zależność temperatury komory od obciążenia powierzchni ogrzewalnej kotła.

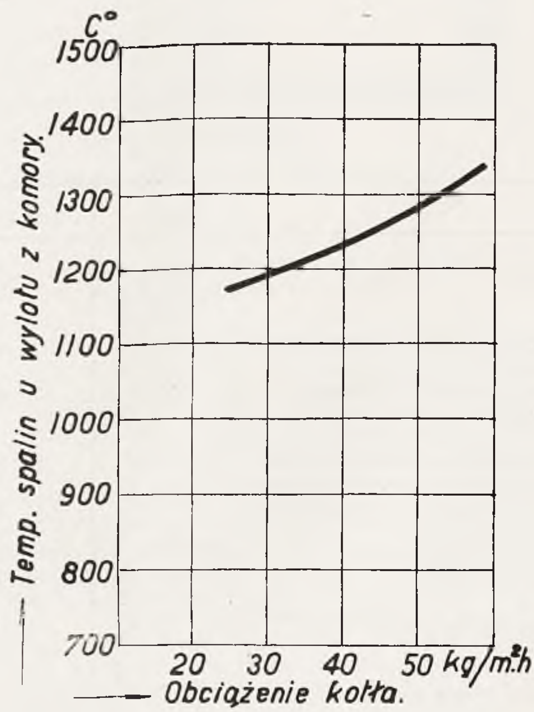
[3]) Dokładnie różnica między średnią temperaturą komory a średnią temperaturą zewnętrznych ścian rur przegrzewacza opromieniowanego.

Przez szeregowe połączenie odpowiednio wymiarowanych przegrzewaczy opromieniowanych i konwekcyjnych uzyskać można —



Rys. 7. Kocioł stromorurkowy, 240 000 *kcal/m³/h*, przy 54 *kg/m²/h* ruszt nieckowy, węgiel brunatny.

w dość szerokich granicach obciążenia kotła — prawie że stałe przegrzanie pary, jak to przedstawiono przykładowo na rys. 4. Prze-



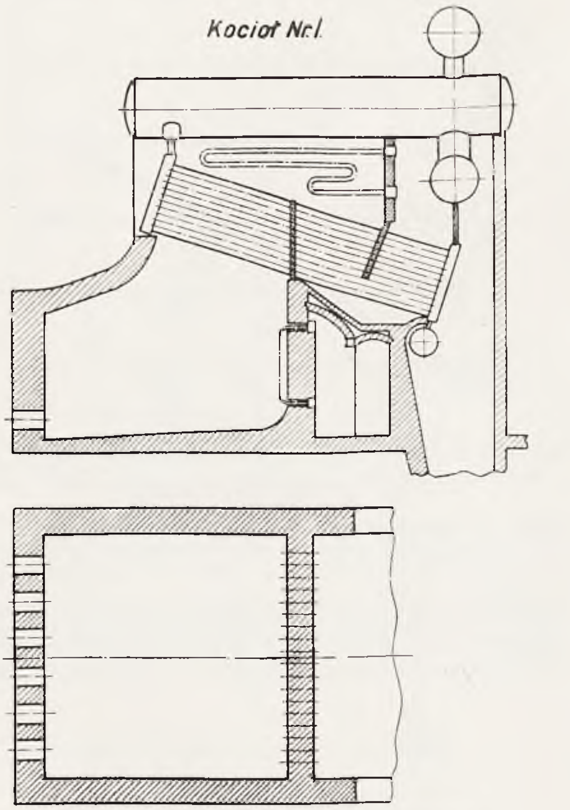
Rys. 8. Kocioł sekcyjny, 900 m^2, 30 *atn*, 360 000 *kcal/m³/h*, przy 44 *kg/m²/h*, ruszt ruchomy, węgiel kamienny.

grzewacz opromieniowany (linia a) obejmuje przy tym odcinek wyższych temperatur, gdyż tu wysokość temperatury medium odbierającego ciepła (w zakresie wchodzącym praktycz-

nie w rachubę) jest bez wpływu na wielkość powierzchni ogrzewalnej.

W literaturze znaleźć można bardzo nieliczne tylko przykłady charakterystyk takich układów przegrzewaczy; odnoszą się one przeważnie do dużych kotłów amerykańskich.

Autor tego referatu przeprowadził przy dwóch kotłach, zaopatrzonych w przegrzewacze opromieniowane szereg doświadczeń, których wyniki przedstawione są poniżej.

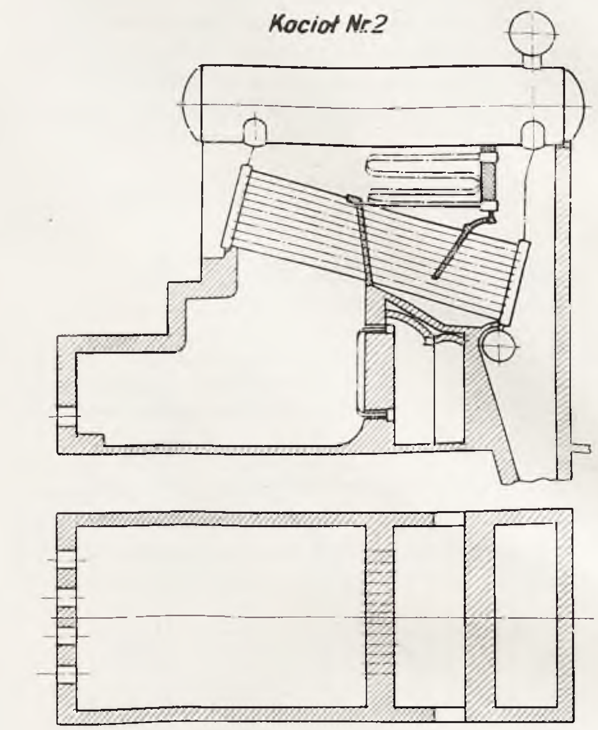


Rys. 9

c) Przebieg przegrzania całkowitego, i to w zależności:
1) od obciążenia kotła,
2) od temperatury wody zasilającej,
3) w pewnej mierze także od ilości stale odmulanej wody z kotłów.

Punkty 2 i 3 zasługują na uwagę, gdyż z malejącą temperaturą wody zasilającej wzgl. ze wzrastającą ilością wody odmulanej z kotła wzrasta — przy stałej produkcji pary — doprowadzona do kotła ilość ciepła.

Wynikiem tego jest wyższa temperatura



Rys. 10

	Kocioł 1	Kocioł 2
Typ:	Kocioł sekc. (Babcock-Wilcox)	j. o.
Powierzchnia ogrzewalna kotła	450 m^2	300 m^2
Powierzchnia ogrzewalna podgrzewacza wody	200 m^2	128 m^2
Powierzchnia ogrzewalna przegrzewacza konwekcyjnego	120 m^2	65 m^2
Powierzchnia ogrzewalna przegrzewacza opromieniowanego	4,20 m^2	3,00 m^2
Ciśnienie pary:	20 *atn*	20 *atn*
Paliwo: Gaz ziemny	8500 $kcal/m^3$	j. o.
Palenisko:	6 palników wentylat.	4 palników wentylat.
Objętość komory spalinowej	63 m^3	45 m^3

Rysunek 9 i 10 przedstawiają w uproszczeniu konstrukcję kotłów. Kotły pracują normalnie z ciągłym odmulaniem.

Doświadczenia miały wyjaśnić:
a) Przebieg przegrzania w przegrzewaczach konwekcyjnych
b) Przebieg przegrzania w przegrzewaczach opromieniowanych,

w komorze spalinowej, tym samym wyższa temperatura pary w przegrzewaczu opromieniowanym a w konsekwencji również w przegrzewaczu konwekcyjnym.

Okoliczności te, w ogólności znane, nie były dotąd ujęte liczbowo. To samo można powiedzieć o wpływie nieregularności w zasilaniu kotła; wpływ ten nie mógł w danym wypadku być ani w całości ujęty, ani wyeliminowany. Zasilanie kotłów regulowane było za pomocą aparatów Copesa, przy czym wahania poziomów wody w kotłach wynosiły maksymalnie $\pm$ 3 *cm*. Regulator zmieniał stopniowo ilość zasilanej wody, a to z odpowiednim opóźnieniem czasowym względem wahań odbioru pary.

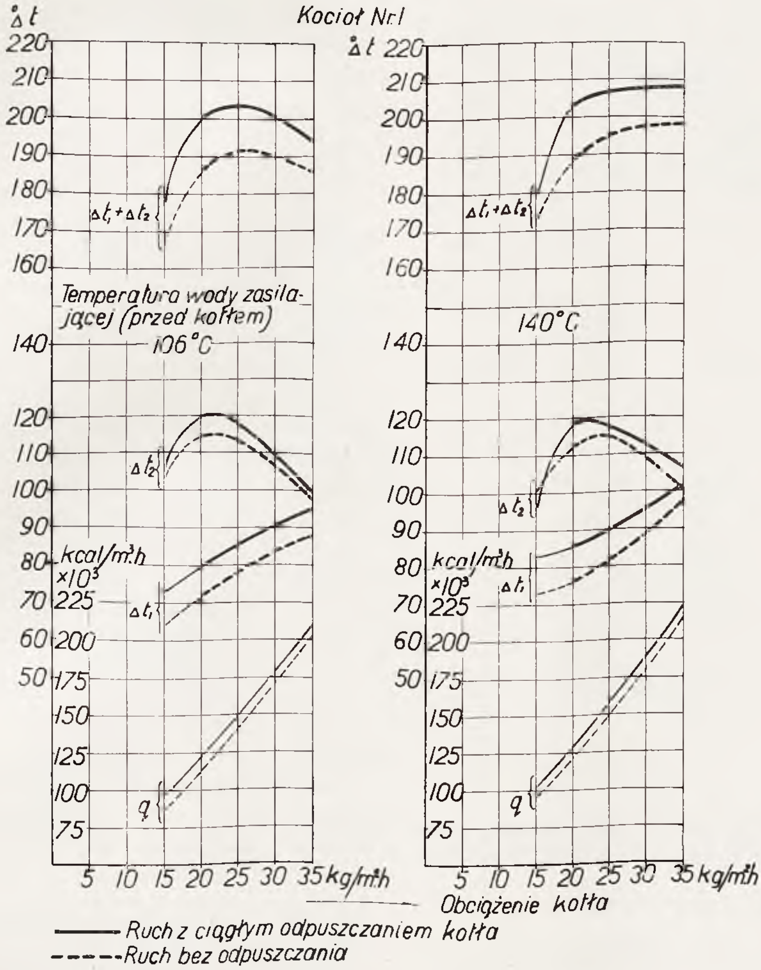
Przy każdej serii pomiarów obciążano kocioł na 15, 20, 25, 30 i 35 $kg/m^2/h$ kolejno na przeciąg jednej godziny i odczytywano mierzone wielkości (temperatury pary i wody, obciążenie, ciśnienie pary, % CO_2) co 2 minuty. Otrzymano w ten sposób szereg wykresów. Z tych wykresów obliczono dla poszczególnych poziomów obciążenia kotła średnie wartości temperatur pary i obciążenia i zestawio-

no wartości te w nowych wykresach a to dla różnych temperatur wody zasilającej jak również dla ruchu z ciągłym odmulaniem kotłów lub bez odmulania.

Należy jednak podkreślić, że bezwzględne ilości odmulanej wody były jednakowe przy wszystkich seriach doświadczeń z ciągłym odmulaniem. Dla kotła Nr. 2 np. wynosiły one 2000 *kg/godz;* nie były więc proporcjonalne do dy odmul. 2,0% — wobec obciążenia komory przy ruchu bez odmulania.

Wartość druga (2%) jest bardzo mała i nie powoduje żadnych przesunięć w układzie termicznym komory, dających się ująć pomiarowo, na co wskazuje także przebieg linii przegrzania w przegrzewaczu opromieniowanym.

Rys. 11 przedstawia przebieg poszczególnych temperatur pary dla kotła Nr. 1, rys. 12



Rys. 11. Δt_1—przegrzanie pary w przegrzewaczu konwekcyjnym w $^0\Delta t$, Δt_2—przegrzanie pary w przegrzewaczu opromieniowanym w $^0\Delta t$, $\Delta t_1+\Delta t_2$—przegrzanie pary całkowite, q—obciążenie komory paleniskowej w *kcal/m³/h*

obciążenia powierzchni ogrzewalnej, lecz wynosiły (w % wytwarzanych ilości pary).

Obciążenie pow. ogrzew.	15	20	25	30	35 *kg/m²* godz.
% ilości odmulanej wody	44,5	33,3	26,6	22,2	18,2

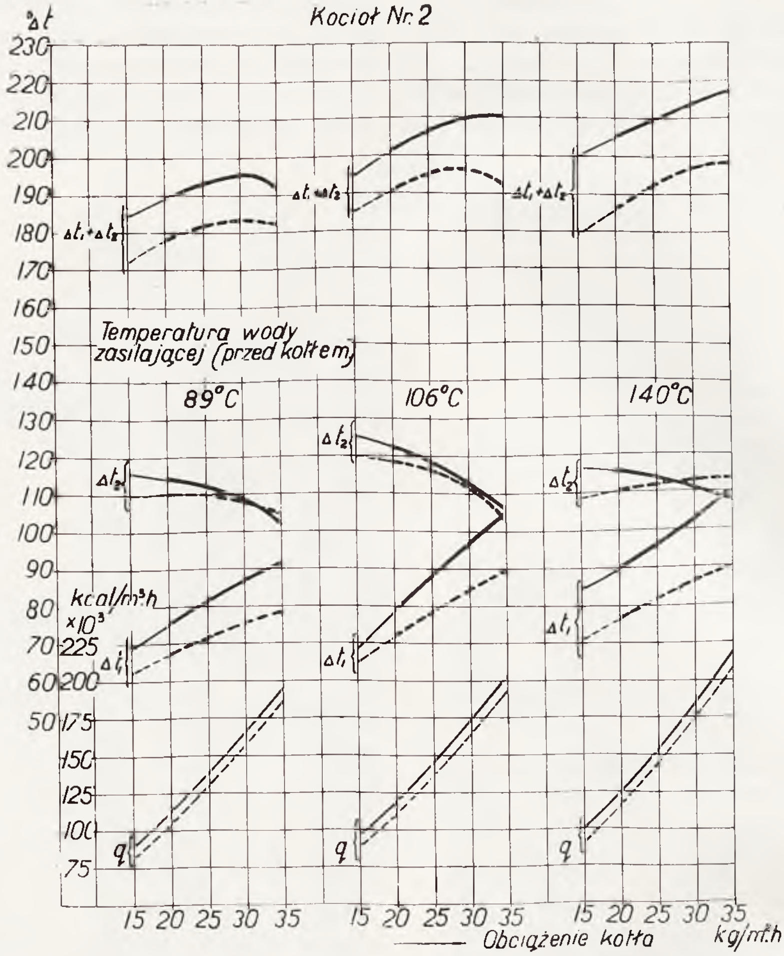
W ruchu normalnym odmula się stale około 15 — 22% zasilanej wody; wpływ odmulania na przegrzanie pary wynikający z wykresów jest więc znacznie większy od normalnego, co należy uwzględnić przy interpretacji wykresów.

Wzrost obciążenia termicznego komory spalinowej, uwarunkowany ciągłym odmulaniem kotłów wynosi przy: 90° *C* temp. wody zasil. i 44,5% ilości wody odmul. — 7,8%, zaś przy 140° *C* temp. wody zasil. i 18,2% ilości wody odmul. 2,0%

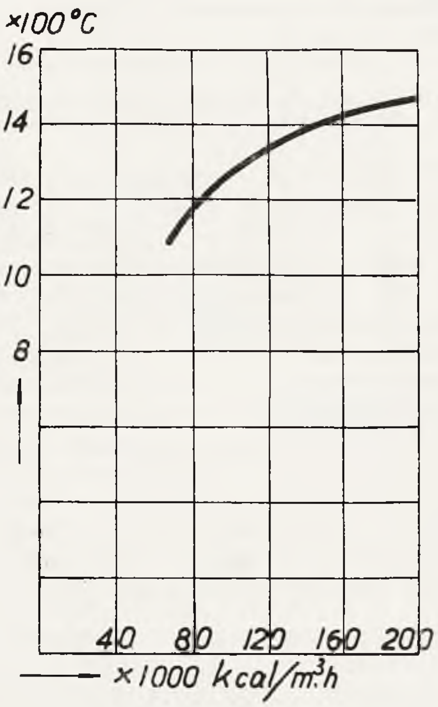
dla kotła Nr. 2. Dla przegrzewaczy konwekcyjnych, pracujących w średniej temperaturze spalin około 500 — 550° *C,* wynika we wszystkich wypadkach charakterystyka wzrastająca ($\Delta\ t_1$), przy czym średnie kąty nachylenia charakterystyk są różne. Zgodnie z rozważaniami teoretycznymi, temperatura przegrzania wzrasta z malejącą temperaturą wody zasilającej. Przy ruchu z ciągłym odmulaniem kotłów, temperatury pary są naogół wyższe, aniżeli przy ruchu bez odmulania. Wzrost temperatury pary przy wzroście obciążenia kotła z 15 na 30 *kg/m²* godz (100%) wynosi minimalnie 11°, maksymalnie 28°, tj. 13% wzgl. 40% początkowego przegrzania.

Przebieg przegrzania w przegrzewaczach opromieniowanych ($\Delta\ t_2$) wskazuje dla kotłów 1 i 2 różnice, których przyczyna leży przede wszystkim w dość odmiennych kształtach

komór spalinowych tych kotłów. Charakterystyki dla kotła Nr. 2 są opadające (z jednym wyjątkiem), dla kotła Nr. 1 natomiast z początku silnie wzrastające, a następnie łagodnie opadające. Jednak i dla kotła Nr. 2 przebieg linii wskazuje na wzrost charakterystyki, leżący przed najmniejszym objętym pomiarami obciążeniem kotła. Okoliczność tę potwierdziły obserwacje w ruchu normalnym.



Rys. 12. Δt_1—przegrzanie pary w przegrzewaczu konwekcyjnym w $^0\Delta t$, Δt_2—przegrzanie pary w przegrzewaczu opromieniowanym w $^0\Delta t$, $\Delta t_1 + \Delta t_2$—przegrzanie pary całkowite, q—obciążenie komory paleniskowej w *kcal/m³/h*

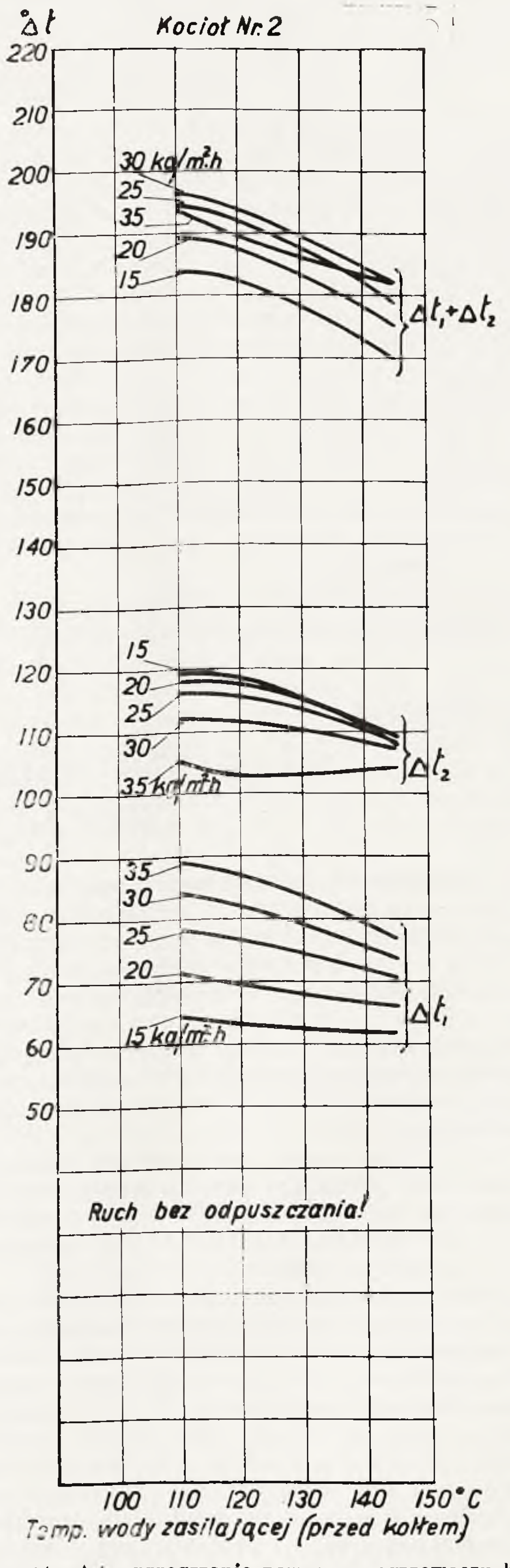


Rys. 13

Obciążenia komory spalinowej, odnoszące się do poszczególnych obciążeń powierzchni ogrzewalnej, są dla obydwu kotłów prawie jednakowe, co uwidocznione jest na rys 11 i 12. Wykresy nie dają wyraźnego obrazu wpływu temperatury wody zasilającej na wysokość przegrzania. Wpływ ilości stale odmulanej wody natomiast jest, jak już wspomniano, wyraźny. Linie całkowitego przegrzania ($\Delta t_1 + \Delta t_2$) mają dla obydwu kotłów — począwszy od około 20 *kg/m²* godz. — przebieg bardzo podobny. Różnice przegrzania, występujące (dla każdej temperatury wody zasilającej) między 20 — 35 *kg/m²* godz obciążenia powierzchni ogrzewalnej są rzeczywiście bardzo małe i wynoszą — z jednym wyjątkiem — zaledwie 6 — 10°. Wynik ten, który uważać można za bardzo korzystny, odpowiada w zupełności założeniom teoretycznym. Z linii przegrzania całkowitego wynika także wyraźnie wpływ temperatury wody zasilającej i ilości wody odmulanej.

Reasumując, porównanie wszystkich linii rys. 11 i 12 wskazuje na to, że charakterystyczne zachowanie się połączonych szeregowo przegrzewaczy konwekcyjnych i opromieniowanych występuje tylko od pewnego minimalnego obciążenia komory spalinowej. Dla lepszego uwidocznienia tegoż rysowano na rys. 11 i 12 linie cienko od obciążenia 20 *kg/m²* godz., grubo zaś powyżej tego obciążenia. Dla obydwu badanych kotłów wspomniane obciążenie graniczne wynosi około 120.000 *kcal/m³* godz. Wytłumaczenie tego ciekawego zjawiska daje w części zależność temperatury komory spalinowej od jej termicznego obciążenia (wzgl. od obciążenia powierzchni ogrzewalnej). Dla kotla Nr. 2 zależność ta znana była z dawniejszych pomiarów (rys. 13). W przebiegu temperatury odróżnić można dwa odcinki: stromy wzrost do około 120.000 *kcal/m³* godz. i stopniowy łagodniejszy powyżej tego obciążenia. Dla kotła Nr. 1 różnice są przypuszczalne jeszcze większe. Do tego dochodzi jeszcze fakt, że pole temperatur wewnątrz komory spalinowej nie jest jednolite; przegrzewacz opromieniowany przyjmuje ciepło od części komory spalinowej o niejednakowych temperaturach (co utrudnia bardzo obliczenie). Jeżeli dla obliczenia przegrzewacza opromieniowanego przyjmuje się komorę spalinową o jednolitej temperaturze, to temperatura ta leży między rzeczywistą średnią a najwyższą temperaturą komory. Szczegółowe obliczenia, których wyprowadzenie przekroczyłoby ramy tej pracy, wskazuje na to, że położenie tej obliczeniowej temperatury wobec rzeczywistego pola temperatur komory przesuwa się ze zmieniającym się obciążeniem termicznym komory. Ze wzrastającym obciążeniem komory, wzgl., powierzchni ogrzewalnej temperatura obliczeniowa zbliża się coraz bardziej do maksymalnej temperatury komory i zrównuje się z nią przy około 35 *kg/m²* godz. Zależności te stają się bardziej zrozumiałe, jeżeli weźmie się pod uwagę, że także nierówności pola temperatur komory maleją ze wzrastającym obciążeniem kotla.

Dla lepszego uwidocznienia wpływu temperatury wody zasilającej na wszystkie stopnie przegrzania przekształcono odpowiednio linie a, b, c, rys 12 i przedstawiono je w nieco węższym zakresie temperatur na rys. 14, a to tylko dla ruchu bez odmulania celem wyeliminowania procentowo zmiennej ilości odmulanej wody. Przebieg linii przegrzewacza konwekcyjnego na rys. 14 pokrywa się zasadniczo z wynikami rozważań teoretycznych. Dla linii przegrzewacza opromieniowanego natomiast zgodność ta istnieje w znacznie mniejszej mierze a to tylko począwszy od około 115° *C* temperatury wody zasilającej. Linie te dla Δt_1, jak również dla Δt_2 przecinają się względnie dążą do przecięcia się w dwóch punktach, a to przy niskich i wysokich temperaturach wody zasilającej. Wyniki pomiarów odpowiadają rozważaniom teoretycznym tylko w zakresie temperatur przedstawionym na rys. 14. Analiza przebiegu niewrysowanej reszty wykresów będzie przedmiotem osobnych badań i obliczeń.



Rys. 14. Δt_1—przegrzanie pary w przegrzewaczu konwekcyjnym w $^0\Delta t$, Δt_2—przegrzanie pary w przegrzewaczu opromieniowanym w $^0\Delta t$, $\Delta t_1 + \Delta t_2$—przegrzanie pary całkowite, q — obciążenie komory paleniskowej w *kcal/m³/h*.

Wedle dotychczasowych, kilkuletnich doświadczeń stwierdzić można, że przy zastosowaniu odpowiednich materiałów przegrzewacze opromieniowane nie ustępują pod względem pewności ruchu przegrzewaczom konwekcyjnym. Dla nowych, nowocześnie skonstruowanych kotłów przegrzewacze opromieniowane rzadziej wchodzą w rachubę. W takich kotłach nie umieszcza się przegrzewaczy w samej komorze spalinowej, lecz w obszarze wysokich temperatur spalin, osiągając w ten sposób również płaski przebieg charakterystyki. Przegrzewacze takie budowane są ze stali stopowych, odpornych na wysokie temperatury. Wymagania są tu jednak mniejsze, aniżeli przy przegrzewaczach opromieniowanych, gdzie granica odporności na zendrowanie dochodzi do 900°. Dla kotłów starszej konstrukcji, pracujących w przemyśle a mających być z jakichkolwiek powodów zmodernizowanych lub przebudowanych na wyższą temperaturę przegrzania, dodatkowe wbudowanie przegrzewaczy opromieniowanych stanowi technicznie najlepsze, a zarazem najekonomiczniejsze rozwiązanie problemu. Zalety takiego układu są następujące:

1) utrzymywanie praktycznie stałego przegrzania na dużym zakresie obciążenia. Punkt ten jest w poprzednim wyczerpująco traktowany.

2) Możliwość osiągnięcia dowolnie wysokich temperatur pary przy małym zapotrzebowaniu materiału i miejsca. Powierzchnia ogrzewalna przegrzewacza opromieniowanego wynosi, przy jednakowej ilości przenoszonego ciepła, w normalnych warunkach około $\frac{1}{20}$ — $\frac{1}{30}$ powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza konwekcyjnego a koszty zakładowe 55 — 80% kosztów przegrzewacza konwekcyjnego.

3) Możliwość późniejszego podwyższenia temperatury przegrzania w istniejących kotłach przez wbudowanie przegrzewaczy opromieniowanych do komór paleniskowych. Konstrukcje jakoteż obmurze kotła nie ulegają przy tym — w większości wypadków — żadnym zmianom. Możliwość ta ma zwłaszcza tam znaczenie, gdzie brak miejsca lub za niska temperatura spalin uniemożliwiają podwyższenie przegrzania przez powiększenie istniejących przegrzewaczy konwekcyjnych.

4) W niektórych wypadkach ma również znaczenie uzyskane przez przegrzewacze opromieniowane chłodzenie komory spalinowej i wynikająca z tego możliwość podwyższenia jej termicznego obciążenia.

Inż. ST. KORSAK

SHARMONIZOWANIE GOSPODARKI CIEPLNEJ I SIŁOWEJ.

Jeszcze przed ostatnią wielką wojną europejską, zwrócono uwagę na możność wykorzystania energii cieplnej pary odlotowej z silników parowych dla celów ogrzewalnych i przygotowania wody gorącej, widząc w tym oszczędności eksploatacyjne i potanienie kosztów produkcji, zwłaszcza większych ośrodków przemysłowych.

Z biegiem czasu i wzmożonych studiów dążenia te ogarniały coraz szerszy zasięg, obejmując nie tylko ośrodki przemysłowe, lecz i różnorodne instytucje, potrzebujące energii cieplnej i siłowej.

Szereg dokonanych wyliczeń i doświadczeń w gospodarce cieplnej i siłowej oraz skojarzenie tych dwóch elementów w równoczesną kalkulację, dały w wyniku tak nadspodziewanie duże oszczędności, że obecnie stoimy już pod znakiem ogólnej reorganizacji i zracjonalizowania dotychczasowej gospodarki cieplnej. Posunęliśmy sprawę tak daleko, że z każdej stacji cieplnej, przeznaczonej na ogrzewanie lub przygotowanie wody gorącej, tam gdzie do dyspozycji mamy parę, staramy się wykorzystać prócz energji cieplnej jeszcze energię szybkości pary, bądź to wysokiego lub niskiego ciśnienia.

WYKORZYSTANIE PARY.

Wykorzystanie pary odlotowej z silników parowych, tłokowych lub turbinowych daje oszczędność w granicach 25% do 30%. Forma bardziej racjonalna, aczkolwiek nieco więcej skomplikowana, polega na wykorzystaniu energii prędkości pary, co stanowi szerszy zakres racjonalnej gospodarki cieplnej, daje rezultaty lepsze i daleko większy zasięg zastosowania.

Oszczędności osiągnięte przy racjonalnym traktowaniu całokształtu gospodarki cieplnej, są znaczne i jak widzimy z całego szeregu badań dokonanych w instalacjach egzystujących, które zostały zracjonalizowane, dają zmniejszenie dawnych kosztów eksploatacyjnych od 50 do 70%, która to oszczędność w zależności od jakości i znaczenia, a także indywidualnych cech danego obiektu, może się wyrażać w setkach tysięcy złotych rocznie.

Za najlepszy i najprostszy przyrząd do wykorzystania energii może być uważana

obecnie turbina, która dzięki swej prostocie, braku skomplikowanych części, zajmowaniu małej powierzchni, oddawaniu wolnej od oliwy pary odlotowej, szerokiej skali pracy przy ciśnieniach od 1,5 do 35 *atn* (jak na dzisiaj), przy parze nasyconej i przegrzanej, jest istotnie idealnym czynnikiem przy rozwiązywaniu współczesnych zadań racjonalnej gospodarki cieplnej. Dodać do tego należy, że produkcja turbin o małej mocy od 3 do 300 *KM* zatrudnia obecnie szereg wytwórni (w samych Niemczech 17), które wydają na rynek zupełnie dobre typy.

Wobec dużej skali rozpiętości zapotrzebowania pary przez stację cieplną, zużycie pary na 1 *KM* przez turbinę nie odgrywa roli, co znacznie upraszcza wymagania w stosunku do turbin, jako silników ekonomicznych, jak to ma miejsce naprzykład w dużych elektrowniach, gdzie koszt każdego *KM* odbija się znacznie na cenie prądu. Jeśli jednak mamy do czynienia z instalacją, która posiada kotły parowe, czy to dla ogrzewania budynków, czy też dla produkowania pary dla różnych celów, jak gotowanie, suszenie, przygotowanie wody gorącej lub też ogrzewanie przy fabrykacji, to w podobnych wypadkach nie należy stawiać na czołowe miejsce warunków minimalnego zużycia pary przez dany silnik, lecz przede wszystkim trzeba zwrócić uwagę na celowość danej instalacji, z punktu widzenia całokształtu interesów eksploatacji cieplnej.

KOORDYNACJA.

Stosowane dotychczas metody oddzielnego nieskoordynowanego projektowania poszczególnych instalacji dla danego objektu ogrzewania, wentylacji, wodociągów, kanalizacji, pralni, przygotowania wody gorącej, oświetlenia i siły motorycznej, winny być wobec ogromnych nieproduktywnych strat, stanowczo zaniechane.

Po zaprojektowaniu i opracowaniu poszczególnych instalacji, powinny być one uzgodnione i poddane analizie, co do zapotrzebowania ciepłostek, ilości i jakości pary, oraz siły motorycznej i dopiero na zasadzie tych wyników winien być skonstruowany całokształt danej cieplno - siłowej stacji.

Racjonalna, szczegółowa analiza daje zupełny obraz pracy poszczególnych instalacji i tym sposobem pozwala na ułożenie takiego planu pracy, który daje najlepsze wyniki z punktu widzenia racjonalnej gospodarki przy danym zespole. Analiza taka może naprzykład wykazać, że wygodniej będzie zmniejszyć ilość kotłów, a natomiast pracować na trzy zmiany, przy zwiększonym personelu, zamiast ograniczyć pracę powiedzmy do 12-godzin z mniejszym personelem.

RACJONALNA GOSPODARKA.

Szczegółowe porównanie odpowiednich wykresów pracy poszczególnych instalacji dla danego objektu, pozwala na ułożenie planu racjonalnej gospodarki cieplnej i dzięki właściwemu wykorzystaniu oddzielnych części, podnosi współczynnik pożytecznego działania jej całokształtu.

Z powyższego wypływa niezaprzeczalny wniosek, że należy jaknajprędzej zracjonalizować gospodarkę cieplną i siłową państwową i miejską i stworzyć dokładny i obmyślany program racjonalizacji; wobec tego trzeba niezwłocznie przeprowadzić kolejną kontrolę i analizę pracy wszystkich jednostek, gdzie istnieje gospodarka cieplna i siłowa, stworzyć plan racjonalizacji, określić wysokość osiągalnych oszczędności, celowość kosztów racjonalizacji dla każdego poszczególnego wypadku i dopiero na tej podstawie przystąpić do realizacji planu oszczędnościowego.

ZAKONCZENIE.

W związku z postawionym przeze mnie wnioskiem zatrzymania wzrastającego zadymiania Warszawy, drogą zamiany ogrzewania piecowego na centralne, pozwalam sobie zaznaczyć, iż będzie to przygotowaniem gruntu dla stacji cieplno - siłowych dla ogrzewań rejonowych przyszłej Warszawy, zamiast poszczególnych instalacji domowych w myśl zasad gospodarki cieplno - siłowej, a mianowicie:

a. lepsze wyzyskanie kalorycznych własności paliwa,

b. używanie gorszych gatunków tegoż,

c. oszczędnościowa obsługa,

d. sharmonizowanie gospodarki cieplno - siłowej,

co jest połączone ze zmniejszeniem kosztów instalacyjnych i eksploatacyjnych ogrzewania poszczególnych budynków oraz z oszczędnością miejsca przeznaczonego na kotłownię i składy paliwa.

Największą ilość (przeszło 400) stacji i cieplno - siłowych dla rejonowego ogrzewania posiada obecnie Ameryka.

Następne miejsce zajmują Niemcy:

Hamburg posiada stację cieplną, która została przyłączona do stacji elektrycznej w 1895 roku; w roku 1921 osiągnęła wydajność 7.000.000 *ciepł./godz.* i w krótkim czasie zwiększyła tę wydajność do 18.000.000 *ciepł./godz.*

W roku 1923/24 stacja Hamburska wydała 1,4 milionów *KWh* i prawie 22 miliardy ciepłostek i spaliła 6.500 tonn węgla. Oszczędność na paliwie, w porównaniu z rokiem poprzednim, po scharmonizowaniu stacji siłowej z cieplną, wyniosła 2400 tonn węgla w ciągu roku. Koszt jednego miliona ciepłostek wahał się w granicach 10 — 18 marek niemieckich.

Miasto Kilonia posiada stację cieplną o wydajności 14.000.000 *cpt/g*.

Miasto Barmen posiada stację cieplną o wydajności 6.000.000 *cpt/g*. i szereg innych.

Stacje cieplne posiadają poza tym Czechosłowacja, Austria, Dania, Szwajcaria, — wyjątek stanowi Anglia, która dotychczas żadnej stacji cieplnej, pomimo, iż pierwsza, bo w 1307 roku rozpoczęła walkę z dymem. Niski koszt węgla i konserwatyzm angielski toleruje palenie w kominkach.

We Francji mamy stację cieplną w Paryżu przy centrali de Bercy. Sieć paryska jest względnie mała, gdyż posiada przewodów zasilających około 10 kilometrów.

Poza tym we Francji powstało niedawno osiedle robotnicze na południu Ville Urbaine (Villa Urbana) zbudowane według najnowszych wymagań urbanistycznych. Ilość mieszkańców ca 95.000 osób. Roczny przyrost ca 5.000 osób.

Zagadnienia urbanistyczne w dobie dzisiejszych zdobyczy technicznych są nadzwyczaj ułatwione.

Do niedawna jeszcze miasta były nieskoordynowanym agglomeratem indywidualnych komórek, połączonych drogami komunikacyjnymi i budynków użyteczności publicznej.

W dobie dzisiejszej zasady urbanistyki wymagają stworzenia osiedli ludzkich, zaopatrzonych w zgóry obmyślane zdobycze techniki, ułatwiające bytowanie i nadające osiedlom charakter społeczny.

Nie poruszając tutaj sprawy rozbudowy takiego osiedla z punktu widzenia architektonicznego, nadmienię, że zostało ono zaopatrzone w centralną stację cieplną dla ogrzewania mieszkań i potrzeb zakładów przemysłowych, zakład do spalania śmieci wytwarzający i akumulujący parę dla potrzeb drobnego przemysłu oraz wytwórnię pustaków i płyt dla potrzeb miasta naturalnie centralę elektryczną.

Stacja cieplna ogrzewa wodę do temp. 180° *C*, co odpowiada ciśnieniu 12 *atn*.

Za pomocą sieci rur woda zasila poszczególne zbiorniki zaopatrzone w wężownice i stanowiące źródło ciepła dla budynków. W tym wypadku jako medium cieplne jest użyta woda, nie para.

Opłata za 1000 *ciept.* waha się w granicach od 8 do 15 centymów dla właścicieli mieszkań. Dla celów przemysłowych koszt 1000 *ciepł.* określony został na 5,5 do 7,5 *cent.*, zależnie od użycia.

Przy stosowaniu elektryczności do ogrzewań budynków i przygotowania wody gorącej, czy to w formie przyrządów miejscowych czy też instalacji centralnych również nie mamy zadymiania.

Podobne urządzenia posiada Paryż, — i centrale elektryczne stosują potrójną taryfę, w zależności od stopnia obciążenia stacji, mianowicie:

I — od godz. 7 rano do 11 i od 14-ej do 15-ej — 0,70 franka.

II — od godz. 11 rano do 14 i od 18-ej do 7-ej rano — 0,234 franka.

III — od godz. 15 do 18 — 1,528 franka.

Wyłączenie prądu przy zmianie tańszej taryfy na droższą następuje automatycznie. Odpowiednio urządzone stacje cieplne akumulują ciepło podczas okresu tańszej taryfy.

Koszt porównawczy przy stosowaniu różnego rodzaju paliwa w odniesieniu do jednostki cieplnej przedstawia się następująco:

ropa	—	163 punkty
węgiel	—	224 — 132 punkty
koks	—	203 punkty
elektryczność		232 — 370 punkty
gaz	—	415

PRZYKŁADY RACJONALIZACJI.

Wykonane przeze mnie sharmonizowanie jednej ze stacji siłowych z cieplną dało oszczędności na paliwie 28% rocznie.

Wykonany projekt racjonalizacji dla jednej z wytwórni państwowych wykazał, iż po zracjonalizowaniu stacji cieplnej wydatek na energię elektryczną dla celów fabrykacji i oświetlenia da oszczędność roczną przy produkcji normalnej — zł. 169.000 i 216.000 złotych, a przy wzmożonej — zł. 315.000 i 413.000 w zależności od 1-o, 2-u i 3-y zmianowej pracy.

Działanie zbudowanej p/g mego projektu stacji klimatycznej Państwowej Fabryki Wyrobów Tytoniowych w Warszawie jest oparte na skoordynowaniu turbiny parowej z ogrzewaniem i wentylacją pomieszczeń fabrycznych.

Podobne jest działanie suszarni drzewa w Fabryce Samochodów Państwowych Zakładów Inżynierii w Warszawie.

Zracjonalizowanie stacji elektrycznej w Szpitalu Dz. Jezus w Warszawie i połączenie jej ze stacją cieplną pozwoli na wydatne zmniejszenie kosztów paliwa oraz zmniejszenie ilości palaczy z 22 w okresie zimowym do 6-ciu i t. d.

JAN KOWALSKI

PRZYCZYNY WADLIWEGO DZIAŁANIA ODWADNIACZY.

Ogólnie znana jest zasada działania odwadniaczy syst. Samsona lub Lorenza. Polega ona na tem, że po dojściu pary do odwadniacza, mieszcząca się wewnątrz tulejka ciepłoczuła E zostaje nagrzana, ciecz w tulejce (M) rozszerza się względnie paruje, powodując wyciskanie grzybka H, zamykającego dopływ pary. Nienagrzewana wówczas tulejka styg-

nie, ciecz kurczy się (kondensuje) i grzybek wraca na poprzednie miejsce dzięki sprężystości rurki falistej S, umożliwiając przepływ wody i powtórny dopływ pary (Rys. 1 i 2).

Otóż bardzo często zdarza się, że odwadniacze te źle działają t. zn. albo nie przepuszczają wody, albo też przepuszczają i wodę parę powodując przykre w konsekwencji przedostawanie się pary do przewodów kondensacyjnych.

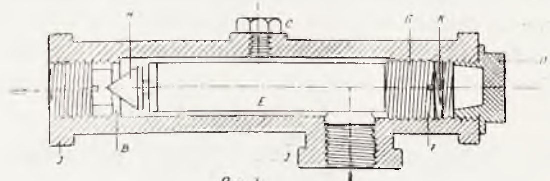
Przeprowadzone przezemnie wielokrotne badania i obserwacje działania odwadniaczy tego typu, doprowadziły do wykrycia zasadniczej przyczyny wadliwego ich działania.

Przyczyną tą jest puszczanie pary do instalacji przy niewyregulowanych i różnie nastawionych odwadniaczach, między którymi znajdują się również nazbyt otwarte. Para dopływająca do tulejki ciepłoczułej spowoduje wysuwanie się grzybka, lecz grzybek nie zamyka przepływu i para przedostaje się do przewodów kondensacyjnych, a stąd do innych odwadniaczy o różnie nastawionych tulejkach. Odwadniacz ulega wtedy uszkadzeniu, gdyż wyciskany przez ciecz grzybek dochodzi do szkodliwego maximum wysunięcia nie napotykając oporu. Tak wysunięty grzybek wobec zniekształcenia rurki falistej nie cofa się nawet po ostudzeniu cieczy i odwadniacz jest zepsuty.

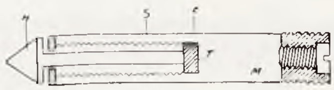
Jeżeli wtedy inny odwadniacz jest nastawiony prawidłowo i para dopływająca z właściwej strony spowoduje zamknięcie przepływu, grzybek jest dociśnięty do gniazdka i ma stały opór. Lecz dopływająca z przewodów kondensacyjnych para, nagrzewając dalej tulejkę ciepłoczułą, powoduje dalsze rozszerzanie (parowanie) cieczy, która deformuje rurkę falistą.

I ten odwadniacz jest zepsuty.

Jeżeli znów inny odwadniacz jest wtedy zamknięty, to para z przewodów parowych nie dopływa. Jednak przedostająca się z przewodu kondensacyjnego para rozgrzewa tulejkę, ciecz rozszerza się i jeszcze widoczniej niż w poprzednim przypadku zniekształca rurkę falistą, a odwadniacz jest zepsuty zanim zaczął działać.



Rys 1



Rys 2

Wnioski z powyższego są następujące:

1) Przed puszczeniem pary do instalacji, należy bezwzględnie wszystkie odwadniacze pozamykać, dokręcając tulejki, aż do oporu grzybka.

2) Uruchamiać odwadniacze w pewnej kolejności poczynając od najbliższych wejścia pary, względnie odwadniających przewody magistralne.

3) Odkręcić wkrętkę rewizyjną C przy uruchamianym odwadniaczu, co pozwoli na optyczne sprawdzanie regulacji.

Przy prawidłowym nastawieniu tulejki, przez otwór rewizyjny wydobywają się opary (a nie para pod ciśnieniem).

4) Po uruchomieniu wszystkich odwadniaczy sprawdzić je od początku i wtedy dopiero założyć wkrętki rewizyjne.

5) W okresie prób instalacji, czynności powyższe powtórzyć kilkakrotnie.

6) W czasie pracy instalacji sprawdzać często działanie odwadniaczy, szczególnie tych, które odwadniają przewody magistralne.

KRONIKA TECHNICZNA.

I. Nowe urządzenie do usuwania żużla z kotłowni.

Usuwanie żużla z kotłowni ogrzewań centralnych rozwiązujemy od dawna w sposób niezmienny: albo wynosi się go ręcznie w wiadrach lub żelaznych naczyniach zamkniętych, albo też, w większych kotłowniach usuwa się za pomocą żurawi, umieszczonych na ścianie budynku nad szybem z kotłowni.

I jedno i drugie rozwiązanie ma znane dobrze ogrzewnikom wady; nie mając do wyboru lepszych urządzeń, musimy się godzić z tym, że zaśmieca się piwnice, klatki schodowe, obija ściany i drzwi, zastawia przejścia i naraża na szereg innych niedogodności — przy usuwaniu ręcznym żużla, albo szpeci się ścianę kosztownym zresztą żurawiem z okapem—przy drugim sposobie usuwania, żużla.

Jedna z firm zagranicznych opracowała bardzo praktyczne, a niedrogie urządzenie, z pożytkiem zastosowane już w wielu kotłowniach. Podany rysunek (rys. 1)



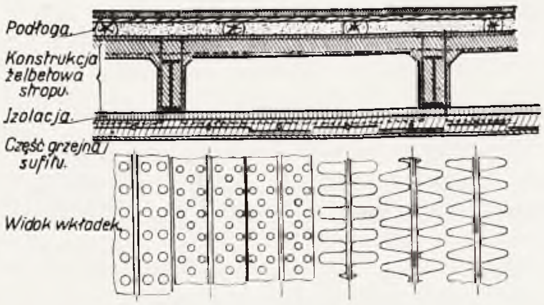
dostatecznie dobrze ilustruje ten pomysł. Podkreślić należy, że szyb niezbędny do tego urządzenia jest stosunkowo krótki (w porównaniu z szybami, potrzebnymi przy usuwaniu żużla żurawiem), oraz o znacznie mniejszym przekroju, a więc mniej kosztowny, co też należy zapisać na korzyść urządzenia, nazwanego przez wytwórcę „Epoche".

W stanie złożonym urządzenie mieści się całkowicie w szybie.

M. Nier.

2. Próby obniżenia bezwładności ogrzewań sufitowych [1]).

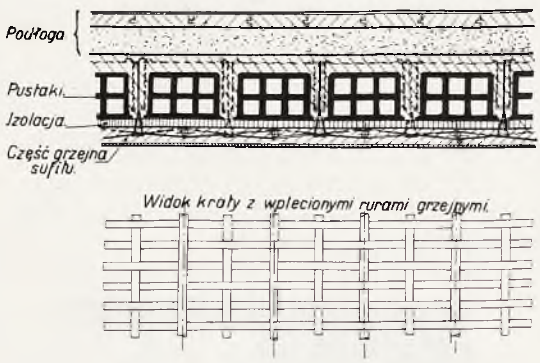
Obok wielu zalet ogrzewania sufitowe posiadają poważną wadę, jaką jest duża bezwładność cieplna,



Rys. 1. Strop z ogrzewaniem przy pomocy wkładek metalowych.

wynikająca z właściwości magazynowania w konstrukcji stropu dużych ilości ciepła oraz złego przewodnictwa cieplnego betonu.

Sposób uniknięcia tej wady dla ogrzewań za pośrednictwem prądu elektrycznego — podał Jaspers w Nr 6 Gesundheits-Ingenieur w r. 1938; autor w artykule niniejszym przedstawia możliwości znacznego zmniejszenia bezwładności ogrzewań stropowych, zasilanych wodą gorącą.



Rys. 2. Strop z ogrzewaniem przy pomocy kraty z wplecionymi rurami grzejnymi.

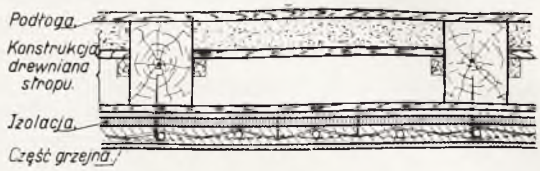
Niedogodności, wynikające z tej wady powstają przy uruchamianiu instalacji, w czasie przerw w ruchu oraz przy regulacji temperatury, powodują straty opału oraz przeciwstawiają się wymaganiom zdrowotnym ogrzewania.

Wprawdzie przy ciągłym ruchu instalacji, strat tych można uniknąć, ze względu jednak na to, że ogrzewania sufitowe stosuje się głównie dla pomieszczeń, użytkowanych czasowo, jak biura, sklepy, teatry i t. p. przeto sprawa zwiększenia elastyczności ogrzewań sufitowych wymaga rozwiązania, które autor widzi w podniesieniu przewodnictwa cieplnego sufitu i zmniejszeniu masy konstrukcji stropu, biorącej udział w ogrzewaniu.

Warunek pierwszy, to jest podniesienie przewodnictwa cieplnego stropu uzyskać można użyciem wkładek metalowych, połączonych przez spawanie z rurami grzejnymi i tworzących rodzaj pletw. Przez perforowanie płyt, lub wykonanie w nich odpowiednich nacięć, można uniknąć odpadania betonu. Dzięki powyższemu grubość warstwy betonu, stanowiącej część grzejną stropu można zmniejszyć i oddzielić ją — od reszty konstrukcji warstwą izolacyjną, co przy tym pozwoli uniknąć ogrzewania podłogi. (Rys. 1).

Możność użycia wkładek metalowych, jako zbrojenia stropu, stwarzają kraty żelazne, w które wplecione są rury grzejne. (Rys. 2). Rury te powinny być połączone z systemem krat przy pomocy spawania elektrycznego.

Tego rodzaju system nadaje się w celu dodatkowego wykonania instalacji w budynku istniejącym (rys. 3), przez przybicie krat z rurami wraz z warstwą izolacyjną do belek stropu i zaprawienie betonem, w sposób stosowany do siatki Rabitza.



Rys. 3. Strop drewniany z wbudowanym dodatkowo ogrzewaniem sufitowym.

Dla zobrazowania korzyści, wynikających z tych rodzajów konstrukcji, autor przedstawił wyniki swych badań i obliczeń w poniższej tablicy, odnoszącej się do 1 m^2 stropu.

Rodzaj ogrzewania sufitowego	Waga żelaza *kg*	Ogólna waga *kg*	Średni współcz. przewod. ciepła *kcal/m h°C*	Przew. cieplne *kcal/m h°C*	Średnie ciepło właściwe *kcal/kg°C*	Zdolność magazynowania ciepła *kcal/°C*
a) sufit z rurami grzejnymi	9,7	198	0,87	0,078	0,213	42,3
b) sufit z rurami zaopatrzonymi w pletwy	15,4	125	1,42	0,078	0,206	25,7
c) sufit z rurami wplecionymi w kratę	15,9	104	1,72	0,078	0,202	20,9

Z tablicy tej widać, że podane konstrukcje stropu wymagają znacznie większej ilości żelaza, przy mniejszej ilości betonu oraz zmniejszają do 50% w stosunku do dawnych form bezwładność cieplną instalacji.

Kołodziejczyk

3. Plaga zadymiania, a rozwój komina [1]).

Począwszy od IX—XII wieku w Niemczech i innych krajach Europy ognisko otwarte, palące się na podłodze mieszkań—było przez wiele stuleci jedynym źródłem ciepła. Dym unosił się do pułapu i uchodził dachem, nie posiadając właściwego komina.

[1]) *Gesundheits-Ingenieur, zeszyt 39, rok 1938, str. 564/576. Art. A. Pelda.*

[1]) *Haustechnische Rundschau, r. 1939, zeszyt I. Art. A. Fabera.*

Tego rodzaju prymitywne paleniska spotykamy dziś jeszcze w ubogich chatach węglarzy, drwali i rybaków w Austrji, na Węgrzech i w całej Europie. Charakterystyczne, że dla utrzymania ognia przez noc postępowano podobnie jak dziś przy podtrzymaniu ognia palenisk dla brykietów; używano mianowicie nakryw w formie blaszanego hełmu, nakładanego na ognisko, które przykrywano popiołem. Utrzymywało to żar przez długi czas i zapobiegało rozpryskiwaniu się iskier.

Przy niezasłoniętym ogniu plaga dymu była bardzo dokuczliwa. Gryzący dym i osad, powstałe przy paleniu świeżego lub mokrego drzewa, wypełniały cały dom, nie posiadający komina, aż pod dach i, szukając sobie ujścia, przenikały na zewnątrz przez rysy i szpary, a głównie przez otwarte drzwi. Człowiek musiał znosić to przykre dobrodziejstwo ocieplania.

Stosunkowo późno powstał komin — nieodzowna część paleniska. Jako zaczątek dzisiejszego komina uważać należy kanały dymowe kominków, które najwcześniej powstały w Anglji, bo już w XI wieku. Budowanie kilkopiętrowych domów zmusiło do rozwiązania kwestji odprowadzenia dymu. Palenisko przesunięto wtedy ze środka izby do niszy w ścianie, nad którą utworzono okap w formie łuku z drzewa lub kamienia, w tylnej zaś ścianie paleniska przeprowadzono na ukos pod górę otwór dla wylotu dymu na zewnątrz. Podczas wiatru ten sposób ujścia dymu — pozostawiał wiele do życzenia. Później dymowe kanały kominków zostały prowadzone w ścianach pionowo i kończone u wylotu nasadą w formie cylindrycznego komina. Okapy nad niszami, jako pochłaniacze dymu, stały się zbędne, paleniska bowiem umieszczano całkowicie w ścianie, tak, że kominki bardzo mało albo wcale nie wystawały poza obręb muru. Chociaż urządzenia te, zaradzające złemu, dalekie były jeszcze od doskonałości, widać jednak w nich początki zarysowującego się przyszłego komina.

Równocześnie z tworzeniem się gotyckiego kominka spotykamy jeszcze w zamkach, klasztorach itd. w XI—XIII wieku ognisko pośrodku izby. Dym odprowadzano wtedy przez otwór w dachu, zasłonięty przed deszczem od góry małą wieżyczką drewnianą, najczęściej z drzewa dębowego z daszkiem z ołowianej blachy. Wieżyczki te, wprowadzone w drugiej połowie XIII wieku, utrzymały się do XVI wieku obok kominków, zmieniając formę zewnętrzną, zależnie od architektury budowli. W XV wieku zaczęto budować kamienne kominy. W budowlach o cienkich ścianach przymurowywano dymowe kanały wewnątrz lub zewnątrz i kończono kominem ośmiokątnym lub czworokątnym z wylotem dla dymu u góry lub z boku.

W początkach XVI wieku wprowadzono kominy z cegły. Gdy ilość kominków w domu wzrastała, budowano kominy w formie długich rur, połączonych ze sobą i przystosowanych zewnętrznie do stylu budowli. Po tym budowano rury dymowe oddzielnie, łączono je tylko u podstawy i u szczytu, dla uniknięcia wirów psujących ciąg.

Nadmienić należy, że na początku XVII wieku budowano w miastach domy przeważnie z drzewa, przy czym wykładano je słomą lub sitowiem. Powstawały wskutek tego bardzo często pożary, szczególnie w Londynie, gdzie rada miasta zmuszona była wydać ostre zarządzenia, aby zwracano baczną uwagę, czy wszystkie kominy, tylne ściany i paleniska w kominkach są z kamienia, dla zapobieżenia pożarom.

W czasach renesansu budowano z cegieł kominy różnej formy, które przez swoją wysokość, ilość i różnorodność budowy mocno uwydatniały się i nadawały domom odpowiedni styl. W roku 1661 wprowadzono w Anglji podatek od kominów. Parlament angielski postanowił pobierać od każdego komina 2 sh rocznie; podatek ten został jednak po kilku latach zniesiony.

O powstawaniu i rozpowszechnianiu kominów dowiadujemy się wiele z historji cechu kominiarskiego, która wspomina, że w roku 1331 znajdujący się w Pradze jeńcy wojenni—włosi oczyszczali kanały dymowe. Czy były to regularne prawidłowe kominy, czy też inne jakieś urządzenia, służące do odciagania dymu — o tem historyk nie wspomina. Faktem jest że do XVII wieku oczyszczeniem kominów zajmowali się przeważnie włosi.

Paleniska kominkowe miały tę wadę, że zużywały dużą ilość drzewa, dawały bardzo mało ciepła a nadewszystko zadymiały pomieszczenie. Mieszkańcy krajów, w których panuje ostra zima, odczuwali to silnie i szukali dróg pozbycia się nadmiernego zadymiania i dokuczliwego czadu. Na początku niewiele pomagały powstałe kominy, gdyż były one wadliwie urządzone i nie mogły należycie odprowadzić dymu.

O pladze zadymiania pisało w swoim czasie wielu uczonych i mężów stanu, którzy podczas swych podróży musieli znosić w domach zajezdnych dokuczliwy dym i czad, wydzielający się z kominków i podawali różne projekty dla ukrócenia zła. Wyjątkowe zasługi w technicznym udoskonaleniu otwartego kominka położył w XVIII wieku, badacz ciepła, Hrabia Rumford, który powiedział, że „ze wszystkich plag największą, jest — dymiący kominek". On też w roku 1800 wydał bardzo cenną pracę o paleniskach kominkowych i ich udoskonaleniu.

Dziś kominek stał się miłą dla oka ozdobą halli, przedsionków i pokoi oraz źródłem przyjemnego ciepła.

Kołodziejczyk.

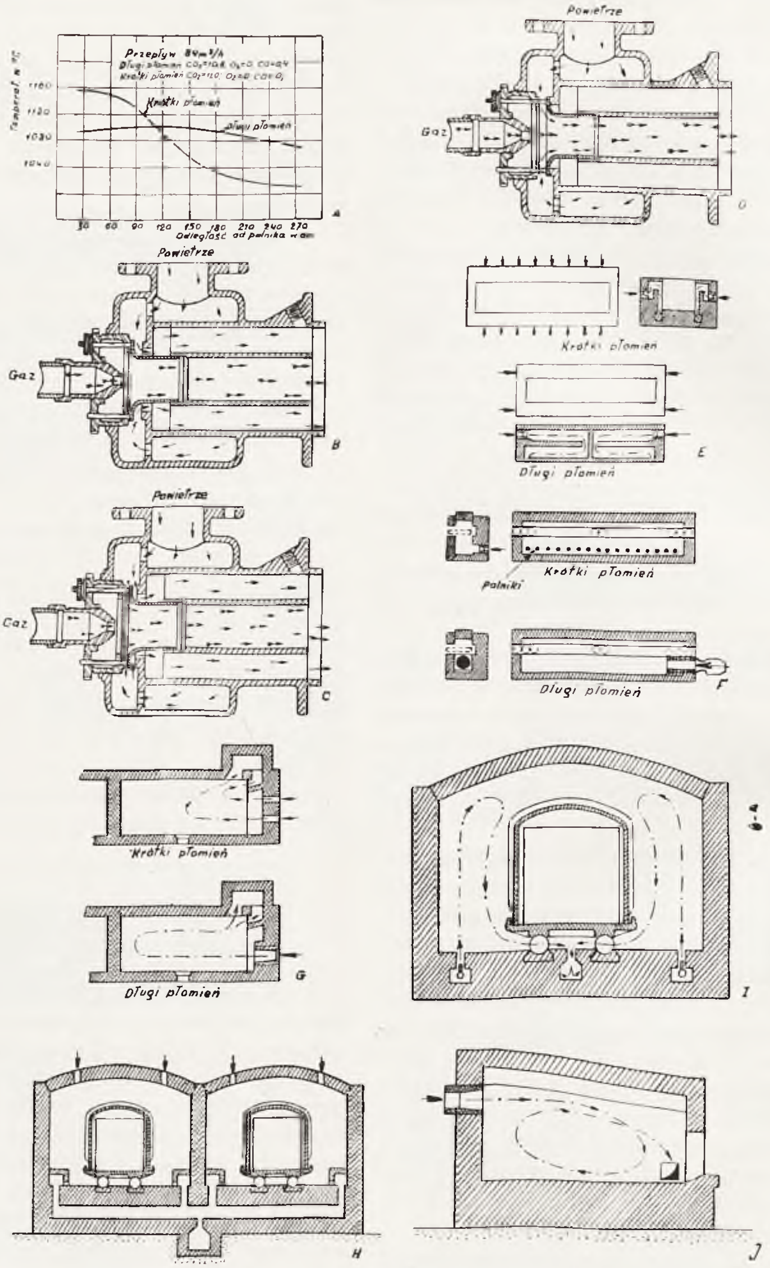
4. Krótki i długi płomień w ogrzewaniu przemysłowym [1]).

Autor podkreśla, że do oceny spalania nie wystarcza stwierdzenie zupełnego spalenia, lecz i skutku ogrzewania Długi płomień jest naskutek powolnego spalania płomieniem świecącym. Długi płomień szybciej przenosi ciepło, a więc szybciej ogrzewa, mogąc przyczynić się do zwiększenia wytwórczości i zmniejszenia rozchodu paliwa. Temperatura w piecu o długim płomieniu jest bardziej równomierna, gdyż ciepło wyzwala się stopniowo. Dzięki równomierności temperatury, powoduje długi płomień mniejsze zużycie materiałów ogniotrwałych. Wpływa na to i niższa temperatura płomienia długiego. Płomień długi mniej utlenia wsad. Krótki płomień daje równomierniejszą atmosferę w piecu, zwłaszcza gdy piec pracuje pod lekkim nadciśnieniem. Krótki płomień wytwarza się w mniejszych przestrzeniach. Koszt palników krótkopłomiennych, nie wymagających sprężarek jest niższy. Krótki płomień pozwala na bezdymne spalanie. Argumenty za i przeciw krótkiemu czy długiemu płomieniowi trzeba rozważać z punktu widzenia wymogów życia, jak to autor przedstawia omawiając załączone szkice:

[1]) *A. M. Capper Heat Treating and Forging, 34, (1938).*

A — Wykres temperatur w różnych odległościach od wylotu palnika.

B — Przekrój palnika, mogącego dowolnie wytwarzać płomień krótki, lub długi. Dyszę gazową można przesuwać; w pozycji jak na szkicu mieszanie gazu z powietrzem odbywa się za wylotem z palnika, dając długi, świecący płomień.



Rys. 1

C — Dysza gazowa odsunięta w przód; mieszanie powietrza i gazu odbywa się częściowo w palniku — płomień krótszy, mniej świecący.

D — Dysza gazowa całkowicie wsunięta w palnik, całkowite mieszanie gazu i powietrza w palniku — płomień krótki

E — Dwa rozwiązania kotła do cynkowania rur. Strzałki wskazują umieszczenie palników. Regulacja temperatury krótkopłomiennych palników łatwa i konieczna, dla długopłomiennych nie wchodzi w rachubę, gdyż długi płomień zapewnia równomierność. Trwałość pieca lepsza dla długiego płomienia.

F — Piec do ogrzewania rur. W obu wypadkach bardzo trudny do regulacji.

G — Palnik krótkopłomienny daje zimną część pieca, czego unika się, stosując długopłomienne.

H — Tylko długi płomień umożliwia ogrzewanie gazem tego typu pieca.

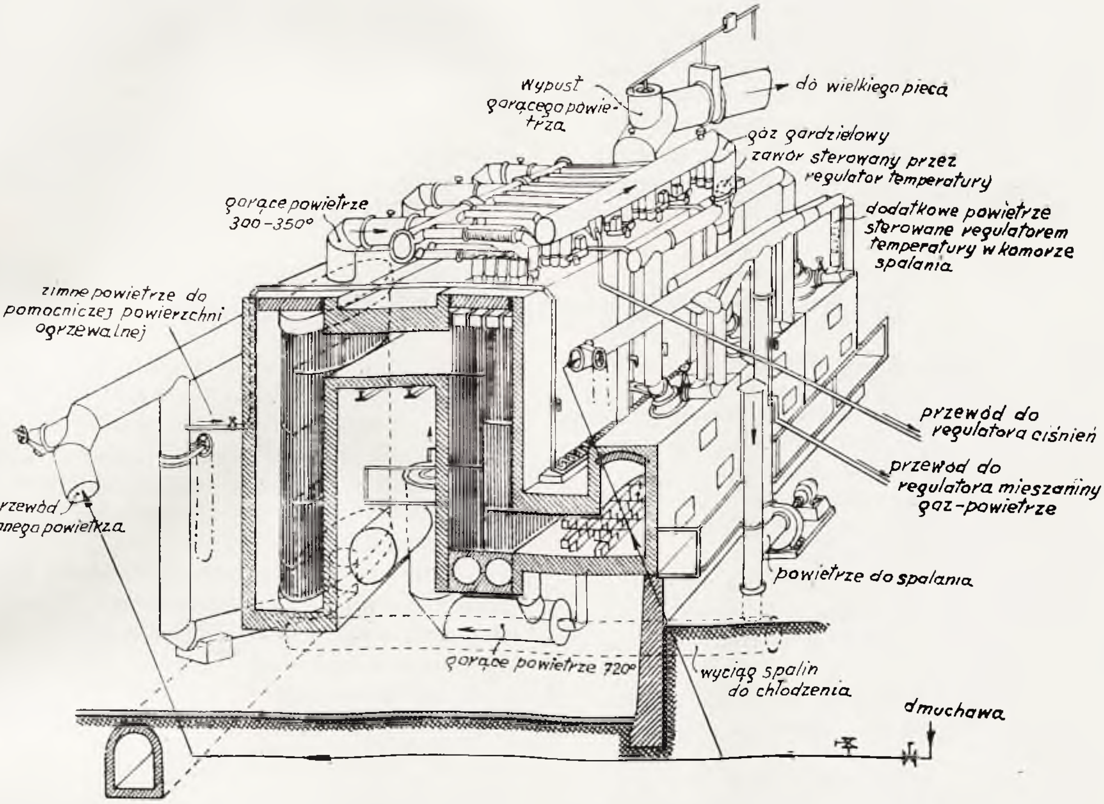
I — Specjalny typ pieca z palnikami „świecowymi" długopłomiennymi.

J — Piec do ogrzewania blachy. Podczas ogrzewania stali węglistej potrzebny jest długi płomień. W czasie wyrobu blachy krzemowej musi być płomień krótki, by nie nasiarczać materiału. Piec taki musi mieć palniki umożliwiające zmianę długości płomienia.

6. Nagrzewnica z rur stalowych w hucie Piłsudski[1]).

Piec wielki wyposażono w dwuprzelotową nagrzewnicę powietrza na 50.000 m^3/h. Konstrukcję nagrzewnicy przedstawia rys. 1. Dwie sekcje nagrzewnicy przeznaczono do stałej pracy, trzecia służy za rezerwę do czasu uruchomienia dalszego wielkiego pieca. Pierwszy przelot ogrzewa powietrze do 300-350°C w 700 rurkach po 7 m długości. Drugi przelot posiada 640 rur, uchodzących w skrzynki zbiorcze. Rurki wykonane od dołu z austenitycznej stali ognioodpornej. Nagrzewnica opalana jest gazem gardzielowym o 950 $kcal/m^3$ w palnikach Gafeu do 7.000 m^3/h.

Płomień biegnie pionowo w komorze spalania po czym przez kratę dostaje się na zasłonę z rur (pomocnicza powierzchnia ogrzewalna), przez które przechodzi zimne powietrze. Powietrze płynie przez rury omywane zzewnątrz spalinami. Nagrzewnica pracuje automatycznie. Podczas przerwy w pracy otwiera się zawór wypustowy gorącego powietrza, a z dmuchawy, która normalnie dostarcza powietrza do palników dostarcza się powietrza do chłodzenia rur stalowych.



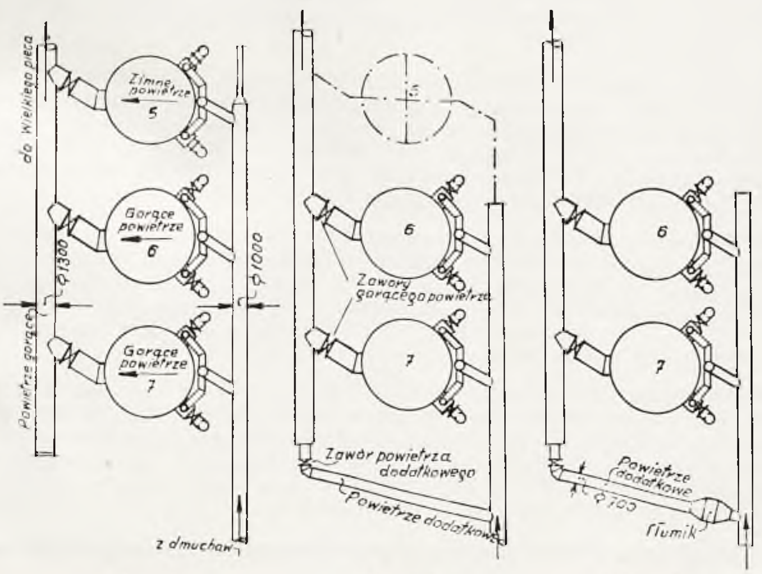
Rys. 1. Przekrój przez nagrzewnicę

[1]) *Na podstawie artykułu: W. Kuczewski, Stahl und Eisen 58 (1938), Nr. 40, str. 1086/9.*

5. Rezonans drgań w przewodach nagrzewnic powietrza[1]).

Jedna z hut stosowała wyrównywanie temperatury dmuchu wielkiego pieca przez dodatek zimnego

[1]) *H. Herz, Stahl und Eisen 58 (1938), Nr 37, str. 1004.*



Rys. 1 Rys. 2 Rys. 3

Rys. 1. Stara instalacja nagrzewnic.
Rys. 2. Instalacja wykazująca rezonans.
Rys. 3. Instalacja z tłumikiem.

powietrza do przewodu. Stara nagrzewnica (5) służyła za dławik ciśnienia zimnego powietrza (rys. 1). Gdy postanowiono zburzyć starą nagrzewnicę, wprowadzono dodatek zimnego powietrza przewodem, jak na rys. 2. Podczas pracy nagrzewnicy 6 nie obserwowano anomalij, natomiast przełączenie na nagrzewnicę 7 powodowało tak silne drgania przewodów, że pękały przewody wody, chłodzącej zawory gorącego powietrza. Zjawisko drgań było tak niebezpieczne, że przyłączono nagrzewnicę Nr 5 z powrotem. Badanie wykazało, że chodzi o rezonans drgań wewnętrznych przewodów pod wpływem ruchu powietrza z drganiami wzbudzonymi przez wydmuch silnika, napędzającego dmuchawy. Różnica długości drgającego słupa powietrza w przypadku pracy nagrzewnicy Nr 6 wystarczyła do uniknięcia rezonansu, który występował w czasie pracy nagrzewnicy Nr 7. Wynikał stąd sposób uniknięcia rezonansu, przez wstawienie dodatkowej przestrzeni jako dławika drgań. Wielkość tłumika obrano na podstawie następujących rozważań. Ilość drgań ustroju, jakim jest przewód, połączony z cylindrem dmuchawy zależy od szybkości głosu i wielkości geometrycznych, związanych z wielkością przyłączonej przestrzeni. W myśl praw akustycznych, obowiązujących takie „pudło instrumentu" należy przyjąć, że pojemność przewodu jest wielokrotnością pojemności cylindra, wyrażająca się liczbą całą. Należy uniknąć zatem tego wielokrotnego stosunku pojemności cylindra i przewodów, a to z kolei osiągnięto wstawiając w przewód tłumik o pojemności połowy cylindra sprężarki. Tłumik, spełniający odnośny warunek wstawiono wg. schematu rys. 3, osiągając spokojny bieg w pracy. Jak widać z przykładu można pracować dobrze i na małych tłumikach.

WIADOMOŚCI ORGANIZACYJNE.

Koło Ogrzewników.

W dniu 22 lutego 1939 r. w Stowarzyszeniu Techników odbyło się walne zebranie Koła Ogrzewników, poświęcone wyborom nowego Zarządu.

Podczas roku sprawozdawczego Koło zorganizowało 6 zebrań odczytowych, na których poruszane były tematy następujące:

O budowie labolatorium techniki cieplnej i klimatyki - ref. inż. Kołodziejczyk

Sprawozdanie z Kongresu Ogrzewnictwa w Paryżu - inż. Nierojewski

O wartościach cieplnych ścian - inż. Popiel

O nowym sposobie usuwania i użytkowania śmieci - p. Kawa

Śląsk Zaolzański - inż. Bąkowski

O centralnej kotłowni inst. Finsena w Kopenhadze p. Kawa i ogrzewaniu syst. Pabsta - inż Kołodziejczyk.

W dniu 10 lutego 1939 r. była zorganizowana przez Koło wycieczka do Zakładów Herzfeld i Victorius w Grudziądzu.

W wyniku wyborów przewodniczącym Koła został inż. Franciszek Bąkowski. Poza tym do Zarządu zostali wybrani: inż., inż. Gładkowski, Kołodziejczyk, Nierojewski i Radiuk.

Wnioski zebrania szły w kierunku rozpoczęcia intensywnej pracy Komisji: Opiniującej i Wentylacyjnej, oraz przetłumaczenia na język polski najlepszego podręcznika o klimatyzacji.

Zebranie zostało urozmaicone ciekawą pogadanką inż. Żółcińskiego o ogrzewaniu elektrycznym.

Koło liczy obecnie 89 członków.

Nakładem Wojskowej Szkoły Inżynierji ukazał się skrypt wg wykładów inż. S. Rodowicza p.t. „Ogrzewanie i Wentylacja".